

PATENT

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

APPLICANT(S): Yozo Yamashita, Shinichiro Nakajima, and Makoto
Nishiji
APPLN. NO.: Not Yet Assigned
FILED: Concurrently Herewith
TITLE: PLANETARY GEAR APPARATUS

SUBMISSION OF PRIORITY DOCUMENT

Commissioner for Patents
P. O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Dear Sir:


To perfect the claim of priority made in the Declaration of the above application, we submit a certified copy of the priority document described as follows:

Country: Japan
Application No: 2002-216605
Filing Date: 25 July 2002

Please acknowledge receipt of the enclosed certified copy.

For any question, the Examiner is invited to call applicants' representative at the number listed below.

Respectfully submitted,
EUGENE STEPHENS & ASSOCIATES

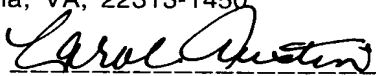

Thomas B. Ryan, Reg. No. 31,659
Customer No. 29988
TBR:cba
Enclosures

Dated: JUL 23 2003

"Express Mail" Label No. EV 346163811 US

I hereby certify that this paper or fee is being deposited with the United States Postal Service "Express Mail Post Office to Addressee" service under 37 CFR 1.10 on the date indicated below and is addressed to: Commissioner for Patents, P. O. Box 1450, Alexandria, VA, 22313-1450.

Date of Deposit: JUL 23 2003


Carol Austin

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日
Date of Application:

2002年 7月25日

出 願 番 号
Application Number:

特願2002-216605

[ST.10/C]:

[JP2002-216605]

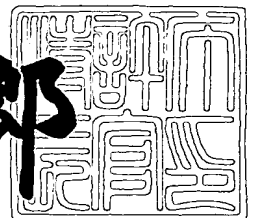
出 願 人
Applicant(s):

株式会社ボッシュオートモーティブシステム

2003年 3月18日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3018372

【書類名】 特許願

【整理番号】 P02042

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 1/28

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県大里郡江南町大字千代字東原 3 9 番地 株式会社
ボッシュオートモーティブシステム内

【氏名】 山下 洋三

【発明者】

【住所又は居所】 ベルギー国 ラルピエ パークインダストリエル ドゥ
ストリップーブラックニーズ ルー ドゥ グラン
ププリエ 1 1 ゼクセル トルセン エス. エー. 内

【氏名】 中島 紳一郎

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県大里郡江南町大字千代字東原 3 9 番地 株式会社
ボッシュオートモーティブシステム内

【氏名】 西地 誠

【特許出願人】

【識別番号】 000003333

【氏名又は名称】 株式会社ボッシュオートモーティブシステム

【代理人】

【識別番号】 100085556

【弁理士】

【氏名又は名称】 渡辺 昇

【選任した代理人】

【識別番号】 100115211

【弁理士】

【氏名又は名称】 原田 三十義

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 009586

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0106515

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 遊星歯車装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 それぞれの軸線を回転軸線と一致させて配置された内歯車及び太陽歯車と、上記回転軸線を中心として回転可能に配置され、上記回転軸線を中心とする円周上に回転軸線と平行に延びる複数の収容孔が形成されたキャリアと、このキャリアの各収容孔にそれぞれ回転可能に収容され、上記内歯車及び上記太陽歯車と噛み合う複数の遊星歯車とを備え、上記内歯車、上記太陽歯車及び上記遊星歯車が振れ歯を有している遊星歯車装置において、

上記複数の遊星歯車のうちの、少なくとも一つの遊星歯車の上記内歯車及び上記太陽歯車に対する噛み合い位相を、他の遊星歯車の噛み合い位相と異なる位相にしたことを特徴とする遊星歯車装置。

【請求項 2】 上記回転軸線を中心とする周方向において互いに隣接する二つの遊星歯車の間に存する上記内歯車及び上記太陽歯車の各歯の歯数を、小数点以下の端数を有する歯数とすることにより、互いに隣接する二つの遊星歯車の噛み合い位相を互いに異なる位相にしたことを特徴とする請求項 1 に記載の遊星歯車装置。

【請求項 3】 上記複数の遊星歯車を周方向に等間隔に配置し、かつ上記遊星歯車の設置数を上記内歯車及び上記太陽歯車の各歯数の約数とは異なる数に設定することにより、周方向に隣接する遊星歯車の各間に存する上記内歯車及び上記太陽歯車の歯数を、小数点以下の端数を有する歯数としたことを特徴とする請求項 2 に記載の遊星歯車装置。

【請求項 4】 上記複数の遊星歯車の設置数及び歯数を上記内歯車及び上記太陽歯車の各歯数の約数となる数に設定し、上記複数の遊星歯車の少なくとも一つを他の遊星歯車と周方向に異なる間隔をもって配置することにより、当該少なくとも一つの遊星歯車の噛み合い位相を、他の遊星歯車の噛み合い位相と異なる位相にしたことを特徴とする請求項 1 に記載の遊星歯車装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、内歯車、遊星歯車及び太陽歯車を備えた遊星歯車装置に関する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

一般に、遊星歯車装置は、それぞれの軸線を回転軸線と一致させた内歯車及び太陽歯車と、回転軸線を中心として回転可能に配置されたキャリアと、このキャリアに設けられた収容孔に回転可能に収容された遊星歯車とを備えている。遊星歯車は、内歯車及び太陽歯車と噛み合っている。したがって、例えばキャリアが回転駆動されると、その回転が遊星歯車を介して内歯車と太陽歯車とに伝達される。この場合、遊星歯車が自転すると、内歯車と太陽歯車とが差動回転する。遊星歯車が自転しないときには、内歯車、キャリア、遊星歯車及び太陽歯車全体が一体に回転する（特開平 4 - 3 1 2 2 4 7 号公報、特開平 9 - 1 1 2 6 5 7 号公報、特開平 9 - 1 4 4 8 4 4 号公報参照）。

【0 0 0 3】

上記遊星歯車装置においては、差動回転時に遊星歯車が回転（自転）すると、遊星歯車の外周面と収容孔の内周面との間に遊星歯車の回転を止めようとする摩擦抵抗（摩擦トルク）が生じる。また、内歯車、遊星歯車及び太陽歯車が捩れ歯を有しているので、内歯車と遊星歯車との間、及び太陽歯車と遊星歯車との間には、スラスト力が作用する。このスラスト力により、内歯車及び太陽歯車が軸線方向へ押されてそれぞれの端面が遊星歯車装置のハウジングに突き当たるとともに、遊星歯車の端面が収容孔の底面に突き当たる。その結果、内歯車、太陽歯車及び遊星歯車の各端面には、それらの回転を阻止しようとする摩擦抵抗（摩擦トルク）が発生する。これらの摩擦トルクにより、内歯車と太陽歯車との差動回転が制限されるようになっている。しかも、差動制限力は、入力トルクに応じて変化する。したがって、上記遊星歯車装置は、トルク感応型の差動制限機能を内蔵している。

【0 0 0 4】

【発明が解決しようとする課題】

ところが、差動制限機能を内蔵した従来の遊星歯車装置においては、内歯車と

太陽歯車との差動回転時に両者に伝達される回転トルクの大きさの比率であるトルクバイアス比が大きく変動するという問題があった。

すなわち、従来の差動歯車装置においては、遊星歯車の外周面に作用する摩擦トルクのみならず、内歯車、太陽歯車及び遊星歯車の各端面に摩擦トルクを作用させるために各歯車の歯を捩れ歯としているのであるが、各歯車の歯を捩れ歯にすると、遊星歯車と内歯車及び太陽歯車との噛み合い箇所が遊星歯車の回転に伴ってその軸線方向へ周期的に移動する。噛み合い箇所が遊星歯車の一端側に位置しているときには、遊星歯車と内歯車及び太陽歯車との噛み合い反力により、遊星歯車が収容孔の軸線に対して一方側に傾斜した状態になる。噛み合い箇所が遊星歯車の軸線方向の中央部に位置しているときには、遊星歯車が収容孔の軸線と平行になる。噛み合い箇所が遊星歯車の他端側に位置しているときには、内歯車及び太陽歯車との噛み合い反力により、遊星歯車が収容孔の軸線に対して他方に傾斜した状態になる。このような傾斜状態の変化に伴って遊星歯車の外周面と収容孔の内周面との接触圧が遊星歯車の噛み合い周期（ $= 360^\circ / \text{遊星歯車の歯数}$ ）に応じて変化する。この結果、遊星歯車に作用する摩擦トルクが周期的に変動する。

【0005】

ここで、遊星歯車が一つだけ設けられているのであれば、一定入力トルクの場合、摩擦トルクの変動量が比較的小さく、それほど問題になることはない。ところが、遊星歯車は、通常、複数設けられている。仮に、6個の遊星歯車が設けられ、各遊星歯車の摩擦トルクが0～2の間で変動するものとする、従来の遊星歯車装置では、各遊星歯車の摩擦トルクが同一位相で変化するようにになっているため、図8に示すように、6個の遊星歯車全体では、各遊星歯車の摩擦トルクの変動が累積され、摩擦トルクが0～12の間で変動し、その変動幅が6倍、つまり遊星歯車の個数倍に大きくなる。この結果、トルクバイアス比が大きく変動し、ノイズや振動発生の原因になるという問題があった。

【0006】

【課題を解決するための手段】

この発明は、上記の問題解決するためになされたもので、それぞれの軸線を回

転軸線と一致させて配置された内歯車及び太陽歯車と、上記回転軸線を中心として回転可能に配置され、上記回転軸線を中心とする円周上に回転軸線と平行に延びる複数の収容孔が形成されたキャリアと、このキャリアの各収容孔にそれぞれ回転可能に収容され、上記内歯車及び上記太陽歯車と噛み合う複数の遊星歯車とを備え、上記内歯車、上記太陽歯車及び上記遊星歯車が振れ歯を有している遊星歯車装置において、上記複数の遊星歯車のうちの、少なくとも一つの遊星歯車の上記内歯車及び上記太陽歯車に対する噛み合い位相を、他の遊星歯車の噛み合い位相と異なる位相にしたことを特徴としている。

この場合、上記回転軸線を中心とする周方向において互いに隣接する二つの遊星歯車の間に存する上記内歯車及び上記太陽歯車の各歯の歯数を、小数点以下の端数を有する歯数とすることにより、互いに隣接する二つの遊星歯車の噛み合い位相を互いに異なる位相にすることができる。特に、上記複数の遊星歯車を周方向に等間隔に配置した場合には、上記遊星歯車の設置数を上記内歯車及び上記太陽歯車の各歯数の約数とは異なる数に設定することにより、周方向に隣接する遊星歯車の各間に存する上記内歯車及び上記太陽歯車の歯数を、小数点以下の端数を有する歯数とすることができる。

また、上記複数の遊星歯車の設置数及び歯数を上記内歯車及び上記太陽歯車の各歯数の約数となる数に設定し、上記複数の遊星歯車の少なくとも一つを他の遊星歯車と周方向に異なる間隔をもって配置することにより、当該少なくとも一つの遊星歯車の噛み合い位相を、他の遊星歯車の噛み合い位相と異なる位相にしてもよい。

【 0 0 0 7 】

【発明の実施の形態】

以下、この発明の実施の形態について図 1 ～図 7 を参照して説明する。

図 1 及び図 2 は、この発明の一実施の形態を示す図である。これらの図に示す遊星歯車装置 1 は、ハウジング（キャリア） 2、内歯車 3、太陽歯車 4 及び遊星歯車 5 を主な構成要素としている。

【 0 0 0 8 】

ハウジング 2 は、互いに対向して配置された一对の半体 2 A、2 B によって構

成されている。一方の半体（図 1 において左側の半体）2 A は、円板状をなす本体部 2 a と、この本体部 2 a の半体 2 B との対向面に一体に形成された円筒部 2 b とを有している。本体部 2 a の中央部には、貫通孔 2 c が形成されている。貫通孔 2 c と円筒部 2 b とは、互いの軸線を一致させて形成されている。半体 2 B は、円筒部 2 b の先端面に突き当てられ、ボルト B によって固定されている。半体 2 B の中央部には、軸線を貫通孔 2 c の軸線と一致させた貫通孔 2 d が形成されている。半体 2 A、2 B は、それぞれの貫通孔 2 c、2 d の軸線を遊星歯車装置 1 の回転軸線 L と一致させて配置されている。

【 0 0 0 9 】

ハウジング 2 の外周面には、断面円形の筒体 6 の一端部が回転可能に支持されている。この筒体 6 の円筒部 2 b と対向する内周面には、内歯車 3 がスプライン嵌合等によって回動不能に、かつ回転軸線 L 方向へ移動可能に連結されている。したがって、内歯車 3 は、ハウジング 2 に回転軸線 L を中心として回転可能に、かつ回転軸線 L 方向へ移動可能に支持されている。内歯車 3 は、振れ歯を有している。内歯車 3 の内径は、円筒部 2 b の外径より僅かに大径に設定されている。内歯車 3 の各端面はワッシャ 7 A を介して半体 2 A、2 B にそれぞれ接触させられている。

【 0 0 1 0 】

円筒部 2 b の内側には、太陽歯車 4 がその軸線を回転軸線 L と一致させて回転可能に設けられている。太陽歯車 4 の外径は、円筒部 2 b の内径より僅かに小径に設定されている。太陽歯車 4 の各端面はワッシャ 7 B を介して半体 2 A、2 B にそれぞれ接触させられている。

【 0 0 1 1 】

上記円筒部 2 b には、その先端面（半体 2 B 側の端面）から本体部 2 a 側へ向かって回転軸線 L と平行に延びる収容孔 2 e が複数形成されている。収容孔 2 e は、この実施の形態では 5 つ形成されているが、3 つあるいは 4 つ又は 6 つ以上形成されることもある。各収容孔 2 e は、円筒部 2 b の周方向に等間隔をもって配置されている。換言すれば、回転軸線 L を中心とする円周上に等間隔をもって配置されている。収容孔 2 e の内径は、円筒部 2 b の厚さ（＝（円筒部 2 b の外

径一円筒部 2 b の内径) / 2) より大径に設定されている。しかも、収容孔 2 e の軸線は、円筒部 2 b の外周面と内周面との中央に配置されている。したがって、円筒部 2 b の径方向外側における収容孔 2 e の一側部は、円筒部 2 b の外周面から外部に開放され、円筒部 2 b の径方向内側における収容孔 2 e の他側部は、円筒部 2 b の内周面から外部開放されている。

【 0 0 1 2 】

各収容孔 2 e には、遊星歯車 5 がそれぞれ収容されている。したがって、各遊星歯車 5 は、各収容孔 2 e と同様に、回転軸線 L を中心とする円周上に等間隔に配置されている。遊星歯車 5 は、収容孔 2 e の内径とほぼ同一の外径を有しており、収容孔 2 e に回転（自転）可能に挿入されている。しかも、遊星歯車 5 の外径が収容孔 2 e の内径とほぼ同一であるから、遊星歯車 5 の外周部の一部は、収容孔 2 e の一側部及び他側部から外部に突出している。つまり、遊星歯車 5 の外周部は、円筒部 2 b の外周面及び内周面からそれぞれ外部に突出している。そして、遊星歯車 5 は、円筒部 2 b の外周面から突出した部分において内歯車 3 と噛み合い、円筒部 2 b の内周面から突出した部分において太陽歯車 4 と噛み合っている。遊星歯車 5 が内歯車 3 及び太陽歯車 4 と噛み合うことから明らかなように、遊星歯車 5 及び太陽歯車 4 は、内歯車 3 と同一の振れ角を有している。内歯車 3 と遊星歯車 5 との振れ方向は互いに同一であり、遊星歯車 5 と太陽歯車 4 との振れ方向は互いに逆方向になっている。

【 0 0 1 3 】

なお、内歯車 3、太陽歯車 4 及び遊星歯車 5 が遊星歯車機構を構成することから、各歯車 3、4、5 の歯数をそれぞれ N_1 、 N_2 、 N_3 とすると、各歯数 N_1 、 N_2 、 N_3 は、

$$N_1 = N_2 + 2 N_3$$

が成立するようにそれぞれ選定されている。この実施の形態では、歯数 N_1 、 N_2 、 N_3 がそれぞれ 36、24、6 に選定されている。

【 0 0 1 4 】

上記構成において、ハウジング 2、内歯車 3 及び太陽歯車 4 のうちのいずれかが一つが回転駆動されると、その回転が遊星歯車 5 を介して他の二つに伝達される

。他の二つに伝達された回転が出力回転として取り出される。そして、例えば遊星歯車装置 1 が車両に用いられる場合であれば、二つの出力回転が二つの前輪又は二つの後輪に伝達され、あるいはフロントデフとリヤデフとに伝達される。なお、以下においては、説明の便宜上、ハウジング 2 が回転駆動されるものとする。

【0015】

ハウジング 2 の回転駆動時に遊星歯車 5 が自転して内歯車 3 と太陽歯車 4 とが差動回転すると、遊星歯車 5 が内歯車 3 及び太陽歯車 4 との噛み合い反力によって収容孔 2 e の内周面に押圧接触させられる。この結果、遊星歯車 5 の外周面と収容孔 e の内周面との間に摩擦抵抗が発生する。また、内歯車 3 と遊星歯車 5 との間に発生するスラスト力により、内歯車 3 のいずれか一方の端面がワッシャ 7 A を介して半体 2 A 又は 2 B に押し付けられ、太陽歯車 4 と遊星歯車 5 との間に発生するスラスト力により、太陽歯車 4 のいずれか一方の端面がワッシャ 7 B を介して半体 2 A 又は 2 B に押し付けられる。さらに、遊星歯車 5 のいずれか一方の端面が、収容孔 2 e の底面又は半体 2 B に押し付けられる。これらの摩擦抵抗に基づく摩擦トルクにより、内歯車 3 と太陽歯車 4 との間の差動回転が制限される。

なお、各歯車 3, 4, 5 のいずれの端面が半体 7 A 等の他の部材と接触するかは、各歯車 3, 4, 5 の振れ方向とハウジング 2 の回転方向とに依存する。

【0016】

ここで、遊星歯車 5 が振れ歯を有しているので、仮に 5 つの遊星歯車 5 の内歯車 3 及び太陽歯車 4 に対する各噛み合い位相が互いに同一であると、前述したように、各遊星歯車 5 の外周面と収容孔 2 e の内周面との間に作用する摩擦トルクが同一周期 ($= 360^\circ / N_3$) で変動することになり、トルクバイアス比が大きく変動するという不具合を招来する。

【0017】

このような不具合を解消するために、この遊星歯車装置 1 においては、遊星歯車 5 が周方向に等間隔に配置されているという条件の下に、遊星歯車 5 の設置数 n として内歯車 3 及び太陽歯車の各歯数 N_1 , N_2 の約数と異なる数を採用する

という条件が採用されている。この実施の形態の遊星歯車装置 1 では、前述したように、 $N_1 = 36$ 、 $N_2 = 24$ 、 $n = 5$ が採用されており、設置数 n は歯数 N_1 、 N_2 の約数と異なる数になっている。このような条件下では、各遊星歯車 5 の内歯車 3 及び太陽歯車 4 に対する噛み合い位相を互いに異なる位相にすることができる。この点につき、まず各遊星歯車 5 の内歯車 3 との噛み合い位相について以下に述べる。

【0018】

遊星歯車 5 の内歯車 3 に対する噛み合い位相は、 $(360^\circ / N_3)$ を周期として変動する。一方、周方向に隣接する二つの遊星歯車 5、5 間に存する内歯車 3 の歯数を T_1 とすると、二つの遊星歯車 5、5 の内歯車 3 に対する噛み合い位相は、 $(360^\circ / N_3) \times T_1$ だけ異なる位相になる。ここで、歯数 T_1 が整数であるならば、周方向に隣接する二つ遊星歯車 5、5 の内歯車 3 に対する噛み合い位相差は、周期 $(360^\circ / N_3)$ の整数倍になる。したがって、周方向に隣接する二つの遊星歯車 5、5 の内歯車 3 に対する噛み合い位相は、実質的に同一になってしまう。換言すれば、歯数 T_1 が小数点以下の端数を有する数であるならば、周方向に隣接する二つの遊星歯車 5、5 と内歯車 3 との噛み合い位相間の差 $(360^\circ / N_3) \times T_1$ が遊星歯車 5 の噛み合い位相の周期の整数倍にならない。したがって、周方向に隣接する二つの遊星歯車 5、5 の内歯車 3 に対する噛み合い位相が互いに異なる位相になる。噛み合い位相が互いに異なる位相であれば、各遊星歯車 5 の外周に作用する摩擦トルクが互いに加算されることがない。したがって、遊星歯車全体に作用する摩擦トルクの変動幅を小さくすることができる。

【0019】

上記の内容を具体的数値を持って述べると、この実施の形態の遊星歯車装置 1 においては、遊星歯車 5 の設置数 n として 5 が採用され、しかも各遊星歯車 5 が周方向に等間隔に配置されているから、周方向に隣接する遊星歯車 5、5 の各間に存する内歯車 3 の歯数 T_1 は、

$$T_1 = N_1 / n = 36 / 5 = 7.2$$

である。したがって、周方向に隣接する二つの遊星歯車 5、5 の内歯車 3 に対す

る噛み合い位相差は、

$$(360^\circ / N3) \times T1 = 432^\circ$$

である。ここで、遊星歯車 5 の噛み合い位相が 60° を周期としているから、

$$432^\circ - 60^\circ \times 7 = 12^\circ$$

つまり、周方向に隣接する二つ遊星歯車 5, 5 の内歯車 3 に対する噛み合い位相差は、実質的に 12° である。

【0020】

上記の内容は、遊星歯車 5 の内歯車 3 に対する噛み合い位相についてのものであるが、遊星歯車 5 の太陽歯車 4 に対する噛み合い位相も同様である。すなわち、周方向に隣接する二つの遊星歯車 5, 5 間に存する太陽歯車 4 の歯数を $T2$ とすると、

$$T2 = N2 / n = 24 / 5 = 4.8$$

したがって、周方向に隣接する二つの遊星歯車 5, 5 の位相差は、

$$(360^\circ / N3) \times T2 = 288^\circ$$

である。ここで、遊星歯車 5 の噛み合い位相が 60° を周期としているから、

$$288^\circ - 60^\circ \times 5 = -12^\circ$$

である。したがって、二つ遊星歯車 5, 5 の内歯車 3 に対する噛み合い位相差は、実質的に 12° である。

【0021】

なお、周方向に隣接する遊星歯車 5, 5 の間隔（中心角）は、 $m = 360^\circ / (N1 + N2)$ とすると、 m の整数倍になるように選定する必要がある。この実施の形態では、 $N1 = 36$, $N2 = 24$ であるから、 $m = 6^\circ$ であり、隣接する遊星歯車 5, 5 間の中心角は、 $(360) / n = 72^\circ$ である。これは、 $m = 6^\circ$ の 12 倍であり、整数倍である。したがって、この実施の形態の遊星歯車装置 1 は、上の条件を満たしている。上の条件を満たすべきことは、後述する実施の形態においても同様である。

【0022】

図 3 は、5 つの遊星歯車 5 のうちの任意の一つの遊星歯車 5 を基準遊星歯車 P_{G1} とし、この基準遊星歯車 P_{G1} から周方向へ向かって順次配置された遊星歯

車 5 を順次 P G 2, P G 3, …としたときの各遊星歯車 P G 1 ~ P G 5 までの摩擦トルクの変動と、遊星歯車 P G 1 ~ P G 5 全体の摩擦トルクの変動を示している。各遊星歯車 P G 1 ~ P G 5 に作用する摩擦トルクは、 60° を一周期として変動する。しかるに、各遊星遊星歯車 P G 1 ~ P G 5 の位相が 12° ずつずれているので、遊星歯車 P G 1 ~ P G 5 全体では、それぞれに作用する摩擦トルクが平均化され、理論的には摩擦トルクの変動が零になる。実際には、製造誤差等により、摩擦トルクの変動が零になることはないが、非常に小さくなる。したがって、この遊星歯車装置 1 では、トルクバイアス比の変動を小さく抑えることができ、それによって騒音及び振動を大幅に軽減することができる。

【 0 0 2 3 】

次に、この発明の他の実施の形態について説明する。なお、以下の実施の形態においては、上記の実施の形態と異なる構成についてのみ説明することとし、同様な構成部分については同一符号を付してその説明を省略する。

【 0 0 2 4 】

図 4 は、この発明の第 2 の実施の形態を示す。この実施の形態においては、遊星歯車 5 の歯数 N_3 として 7 が採用され、その設置数 n として 6 が採用されている。一方、内歯車 3 及び太陽歯車 4 の歯数 N_1 , N_2 は、

$$N_1 = N_2 + 2 \cdot N_3$$

を満たすものとして、 $N_1 = 37$ 、 $N_2 = 23$ が採用されている。これから明かなように、この実施の形態においては、遊星歯車 5 の歯数 N_3 として内歯車 3 及び太陽歯車 4 の各歯数 N_1 , N_2 の約数と異なる歯数が採用されている。

【 0 0 2 5 】

上記の歯数 N_1 , N_2 , N_3 及び設置数 n が採用されたこの実施の形態においては、周方向に隣接する二つの遊星歯車 5, 5 間に存する内歯車 3 及び太陽歯車 4 の歯数 T_1 , T_2 が、

$$T_1 = 37 / 6 \div 6.2$$

$$T_2 = 23 / 6 \div 3.8$$

であり、整数でなく、小数点以下の端数を有する数になっている。よって、この実施の形態においても、各遊星歯車 5 の内歯車 3 及び太陽歯車 5 に対する噛み合

い位相を互いに異なる位相にすることができる。これを具体的数値をもって述べると、次のとおりである。

【 0 0 2 6 】

遊星歯車 5 の歯数 N_3 が 7 であるから、遊星歯車 5 の内歯車 3 及び太陽歯車 4 に対する噛み合い周期（摩擦トルクの変動周期）は、

$$360 / 7 \div 51.4^\circ$$

である。一方、周方向に隣接する二つの遊星歯車 5、5 の内歯車 3 及び太陽歯車 4 に対する噛み合い位相差は、それぞれ

$$(360^\circ / 7) \times T_1 \div 317.1^\circ$$

$$(360^\circ / 7) \times T_2 \div 197.1^\circ$$

である。そして、遊星歯車 5 の噛み合い周期が 51.4° であるから、

$$317.1 - 51.4 \times 6 = 8.6^\circ$$

$$197.1 - 51.4 \times 4 = -8.7^\circ$$

である。したがって、周方向に隣接する二つ遊星歯車 5、5 の内歯車 3 及び太陽歯車 4 に対する噛み合い位相差は、ほぼ 8.6° である。なお、上記数値 8.6 と 8.7 との差は、小数点第 2 位以下の四捨五入による誤差である。

【 0 0 2 7 】

図 5 は、基準遊星歯車 5 を PG 1 とし、この基準遊星歯車 PG 1 から周方向へ順次配置された遊星歯車 5 を順次 PG 2, PG 3, …としたときの各遊星歯車 PG 1 ~ PG 6 までの摩擦トルクの変動と、遊星歯車 PG 1 ~ PG 6 全体の摩擦トルクの変動を示している。この実施の形態においても、各遊星歯車 PG 1 ~ PG 6 に作用する摩擦トルクが平均化されるので、遊星歯車 PG 1 ~ PG 6 全体では摩擦トルクの変動が理論的には零になる。

【 0 0 2 8 】

図 6 は、この発明の第 3 の実施の形態を示す。この実施の形態においては、内歯車 3、太陽歯車 4 及び遊星歯車 5 の歯数 N_1 , N_2 , N_3 として 36, 24, 6 が採用されており、遊星歯車 5 の設置数 n として 6 が採用されている。つまり、遊星歯車 5 の歯数 N_3 及び設置数 n のいずれもが、内歯車 3 及び太陽歯車 4 の各歯数 N_1 , N_2 の約数になっている。しかし、この実施の形態においては、基

準遊星歯車 5 から周方向に順次配置された各遊星歯車 5 の各間隔（中心角度）として異なる角度 α 、 β が交互に採用されている。角度 α 、 β は、 k を正の整数としたとき、次式によって定められている。

$$\alpha = (360^\circ / n) + k \cdot 360^\circ / (N1 + N2)$$

$$\beta = (360^\circ / n) - k \cdot 360^\circ / (N1 + N2)$$

【0029】

上記のように構成された差動歯車装置においては、

$$\alpha + \beta = (360^\circ / n) \times 2$$

であるから、遊星歯車 PG 3、PG 5 の噛み合い位相は、基準遊星歯車 PG 1 の噛み合い位相と同一になっている。一方、基準遊星歯車 PG 1、PG 2 との間、PG 3、PG 4 との間及び PG 5、PG 6 の間にそれぞれ存する内歯車 3 の歯数 T は、

$$T = (\alpha / 360^\circ) \times N1$$

であり、歯数 T が小数点以下の端数を有する数になるように、整数 k が選定されている。したがって、この実施の形態においては、遊星歯車 PG 2、PG 4、PG 6 の内歯車 3 及び太陽歯車 4 との噛み合い位相を遊星歯車 PG 1、PG 3、PG 5 の噛み合い位相と異なる位相にすることができる。

【0030】

これを具体的数値をもって述べると、この実施の形態では、 $k = 1$ が採用されている。したがって、基準遊星歯車 PG 1 及びそれと同一の噛み合い位相である遊星歯車 PG 3、PG 5 とそれらにそれぞれ隣接する遊星歯車 PG 2、PG 4、PG 6 との間の各中心角度は、 66° である。この中心角度に対応する内歯車 3 及び太陽歯車 4 の各歯数は、6.6 及び 4.4 であり、小数点以下の端数を有している。したがって、遊星歯車 PG 2、PG 4、PG 6 の内歯車 3 及び太陽歯車 4 との噛み合い位相は、周方向に隣接する遊星歯車 PG 1、PG 3、PG 5 の内歯車 3 及び太陽歯車 4 との噛み合い位相と異なる位相になっている。ここで、歯数 6.6 及び 4.4 に対応する遊星歯車 PG 2、4、6 の噛み合い位相は、

$$(360^\circ / N3) \times 6.6 = 396^\circ$$

$$(360^\circ / N3) \times 4.4 = 264^\circ$$

である。遊星歯車 5 の噛み合い周期が

$$360 / 6 = 60^\circ$$

であるから、

$$396 - 60 \times 6 = 36^\circ$$

$$264^\circ - 60 \times 5 = -36^\circ$$

である。つまり、遊星歯車 PG 2, PG 4, PG 6 の内歯車 3 及び太陽歯車 4 との噛み合い位相は、遊星歯車 PG 1, PG 3, PG 5 の内歯車 3 及び太陽歯車 4 との噛み合い位相に対して 36° の位相差がある。

【0031】

図 7 は、上記の実施の形態における各遊星歯車 PG 1 ~ PG 6 の外周に作用する摩擦トルクを示す図である。この実施の形態では、6 つの遊星歯車 5 を基準遊星歯車 5 と同一の噛み合い位相を有するグループ PG 1, PG 3, PG 5 と、基準遊星歯車 5 に対して噛み合い位相が 36° だけ異なるグループ PG 2, PG 4, PG 6 との二つのグループに分けただけであるため、上記二つの実施の形態とは異なり、摩擦トルクの変動を零にすることはできないが、図 7 から明かなように、全遊星歯車 5 の合計摩擦トルクの変動幅が 4 以下になり、従来の遊星歯車装置における変動幅 12 に対して大幅に小さくすることができる。

【0032】

なお、この発明は、上記の実施の形態に限定されるものでなく、適宜変更可能である。

例えば、上記の実施の形態においては、ハウジング 2 を遊星歯車 5 が回転自在に収容される収容孔 2 e を有するキャリアとして兼用しているが、ハウジング 2 とキャリアとを別体に形成し、キャリアをハウジング 2 内に回転軸線 L を中心として回転可能に配置してもよい。

また、上記先の二つの実施の形態においては、遊星歯車 5 の設置数 n として歯数 N 3 より小さい数を採用しているが、大きい数を採用してもよい。

【0033】

【発明の効果】

以上説明したように、この発明によれば、遊星歯車の外周面と収容孔の内周面

との間の摩擦に基づいて遊星歯車に作用する摩擦トルクの変動を軽減ないしはほとんど無くすることができ、それによって騒音や振動の発生を抑えることができるという効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

この発明の第 1 実施の形態を示す縦断面図である。

【図 2】

図 1 の X-X 線に沿う断面図である。

【図 3】

図 1 及び図 2 に示す実施の形態における摩擦トルクの変動を示す図である。

【図 4】

この発明の第 2 実施の形態の要部を示す図 2 と同様の断面図である。

【図 5】

図 4 に示す実施の形態における摩擦トルクの変動を示す図である。

【図 6】

この発明の第 3 実施の形態の要部を示す図 2 と同様の断面図である。

【図 7】

図 6 に示す実施の形態における摩擦トルクの変動を示す図である。

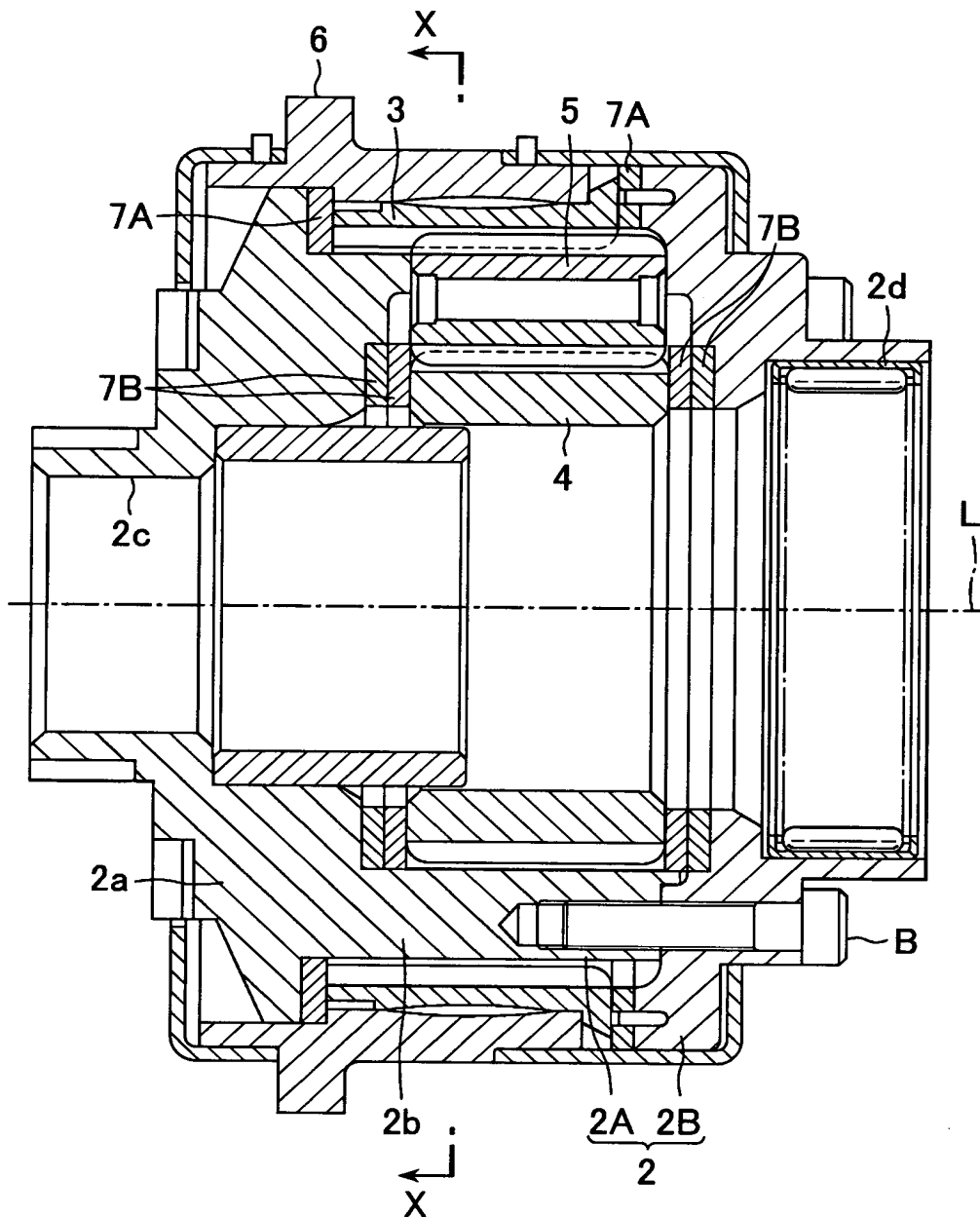
【図 8】

従来の遊星歯車装置における摩擦トルクの変動を示す図である。

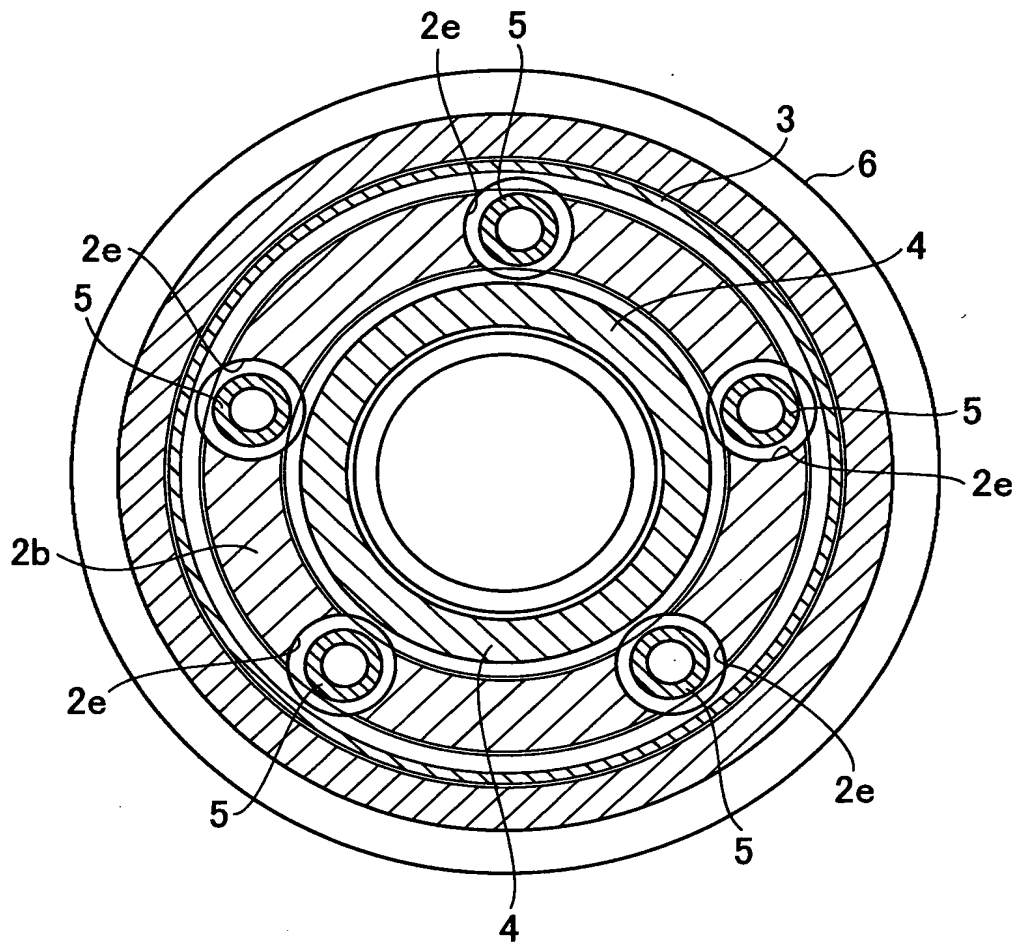
【符号の説明】

- 1 遊星歯車装置
- 2 ハウジング（キャリア）
- 2 e 収容孔
- 3 内歯車
- 4 太陽歯車
- 5 遊星歯車

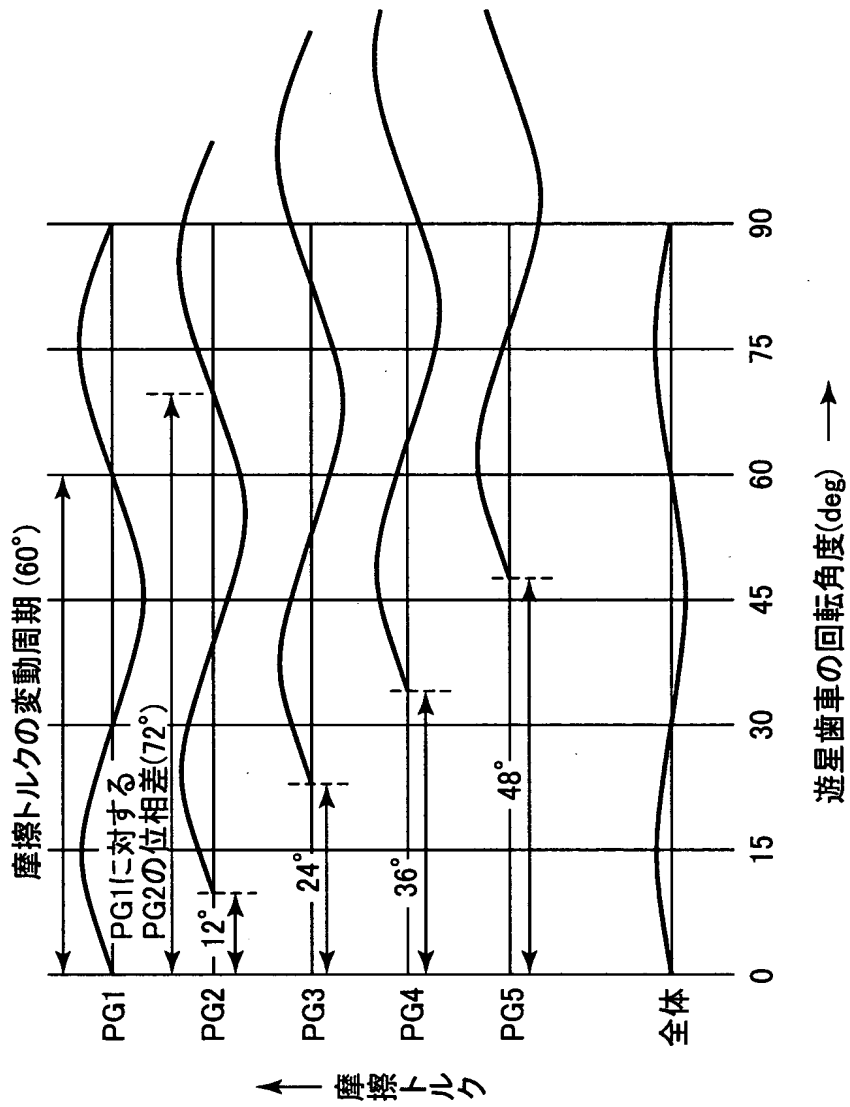
【書類名】 図面
【図1】



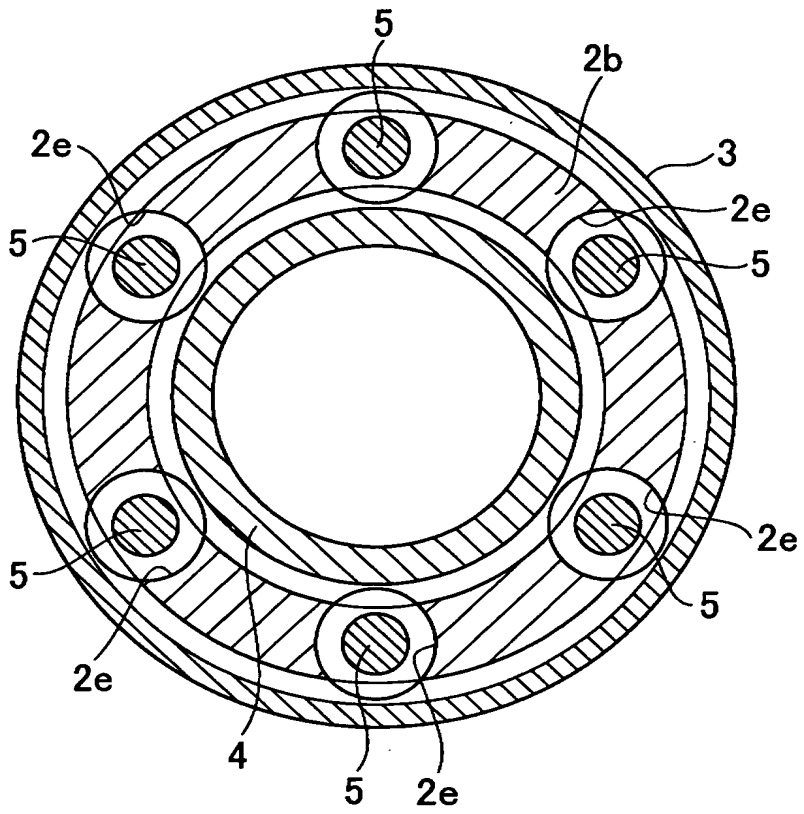
【図 2】



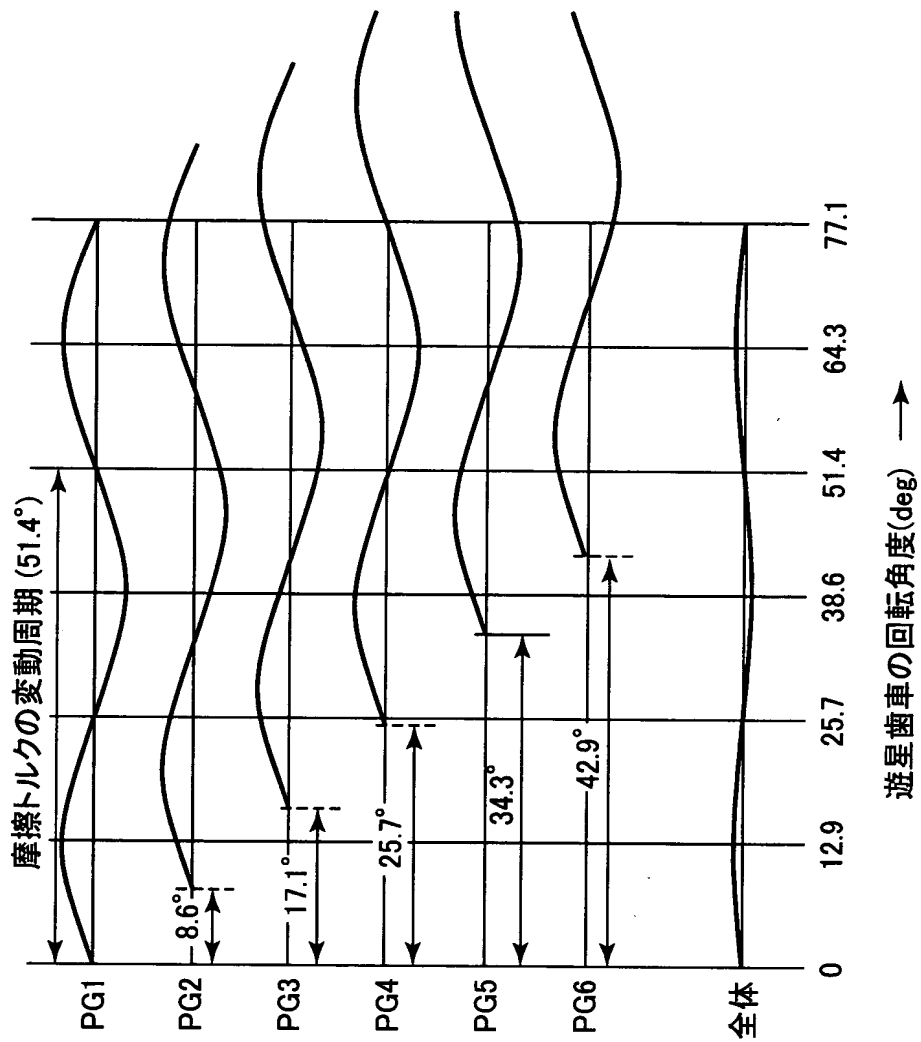
【図 3】



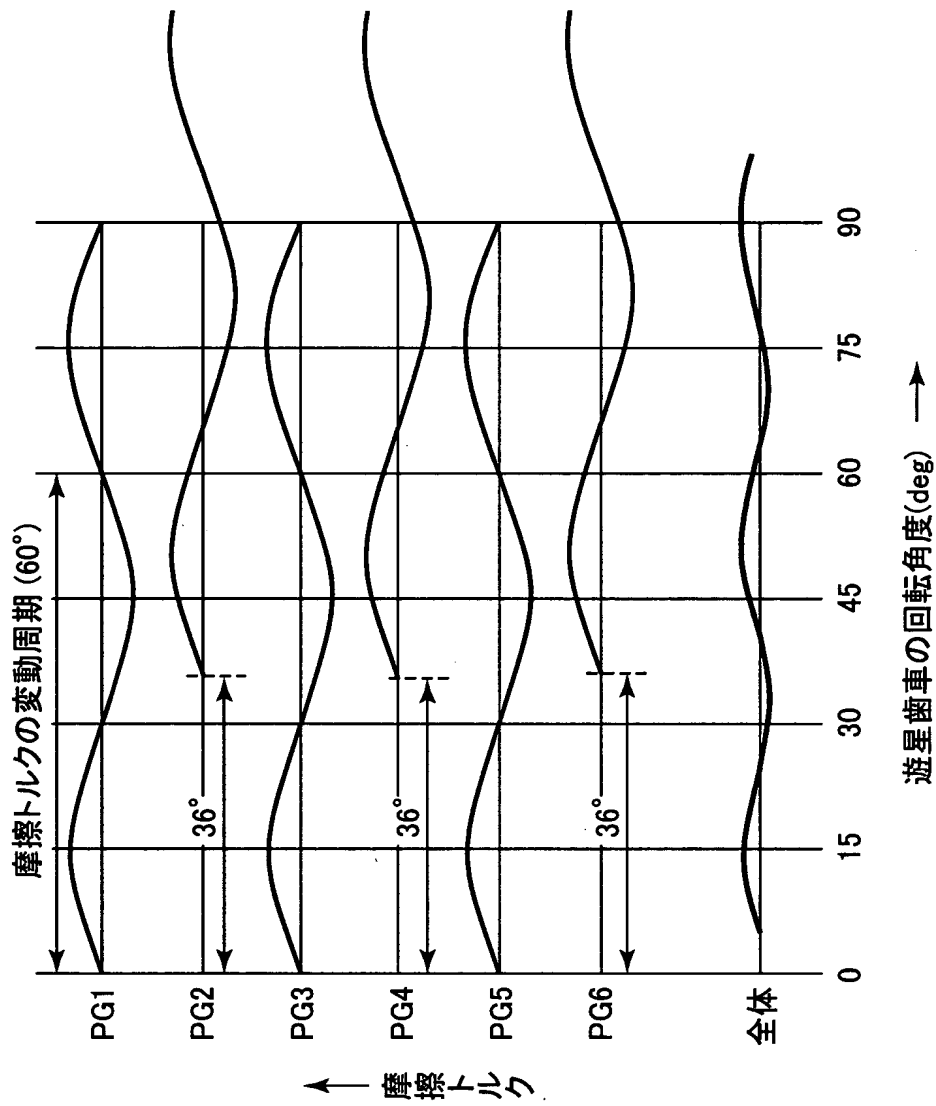
【図 4】



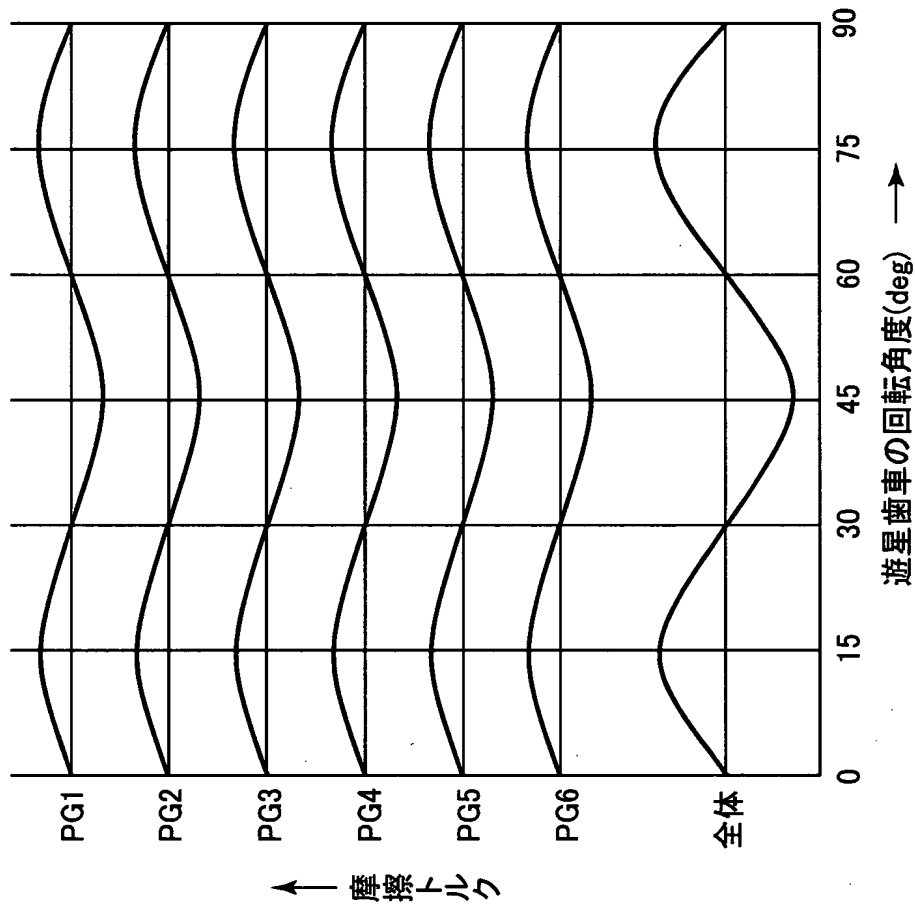
【図 5】



【図 7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 遊星歯車の外周に作用する摩擦トルクの変動を小さくし、それによってトルクバイアス比の変動幅を小さくする。

【解決手段】 ハウジングの円筒部 2 b には、円筒部 2 b の軸線に沿って延びる収容孔 2 e を形成する。収容孔 2 e は、5 つ形成する。5 個の収容孔 2 e は、円筒部 2 b の周方向へ向かって等間隔に配置する。各収容孔 2 e には、それぞれ遊星歯車 5 を回転可能に収容する。各遊星歯車 5 は、内歯車 3 及び太陽歯車 4 と噛み合わせる。内歯車 3、太陽歯車 4 及び遊星歯車 5 の各歯を振れ歯とし、それぞれの歯数を 3 6, 2 4, 6 にする。この結果、周方向に隣接する二つの遊星歯車 5, 5 間に存する内歯車 3 及び太陽歯車 4 の各歯数は、7. 2, 4. 8 となり、小数点以下の端数を有する数になる。

【選択図】 図 1

特 2 0 0 2 - 2 1 6 6 0 5

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2 0 0 2 - 2 1 6 6 0 5
受付番号	5 0 2 0 1 0 9 6 9 3 9
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0 0 9 2
作成日	平成 1 4 年 7 月 2 6 日

< 認定情報・付加情報 >

【提出日】 平成14年 7月25日

次頁無

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003333]

1. 変更年月日 2000年10月 2日

[変更理由] 住所変更

住 所 東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号

氏 名 株式会社ボッシュオートモーティブシステム